

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

**ХОМИК НАДІЯ ІГОРІВНА**

УДК 631.358.42:362.4

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ  
БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН З ВРАХУВАННЯМ  
ОСОБЛИВОСТЕЙ НАВАНТАЖЕННЯ**

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

**Автореферат**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2003

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Рибак Тимофій Іванович**,  
Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, проректор з навчально-науково-виробничих комплексів і зовнішньоуніверситетської діяльності, завідувач кафедри технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Чурсінов Юрій Олексійович**, Дніпропетровський державний аграрний університет, завідувач кафедри технології зберігання і переробки сільськогосподарської продукції, м. Дніпропетровськ

кандидат технічних наук, доцент  
**Нагірний Юрій Петрович**,  
Бережанський агротехнічний інститут, проректор з наукової роботи, м. Бережани

**Провідна установа:** **Харківський державний технічний університет сільського господарства**, кафедра механізації тваринницьких ферм, Міністерство аграрної політики України, м. Харків.

Захист відбудеться “\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2003 р. о \_\_\_\_\_ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д58.052.02 з захисту докторських дисертаційних робіт у Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 79.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56).

Автореферат розісланий “\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2003 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д58.052.02,  
кандидат технічних наук

\_\_\_\_\_ Попович П.В.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Підвищення довговічності і надійності сільськогосподарських машин, їх робочих органів, зниження металомісткості, покращення експлуатаційних показників, розширення функціонально-технічних можливостей визначають напрямки розробки нових та удосконалення існуючих конструкцій для забезпечення необхідного рівня виконання машинами технологічного процесу.

Одними із основних робочих вузлів сільськогосподарських машин є транспортери, у тому числі пруткового типу. Надзвичайно важливим є врахування дії нерівномірності розподілення навантаження на такі транспортери в цілому і на їх елементи зокрема, що спричиняє до процесу зношування їх тримких елементів. Дана проблема вимагає всестороннього аналізу навантаженості пруткових транспортерів, виявлення причин зношування їх елементів і, на цій підставі, створення математичних моделей, які б описували їх ресурс роботи в реальних умовах експлуатації конструкції.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях пруткових транспортерів-очисників вповні обґрунтовано їх конструктивні параметри, продуктивність, сепаруючу здатність. Однак, не достатньо уваги надається розробці аналітичних підходів до визначення напружено-деформівного стану основних елементів пруткових транспортерів коренезбиральних машин і дослідженню умов зношування їх елементів, тому не забезпечується надійність роботи металоконструкцій пруткових транспортерів з прогнозованим ресурсом їх роботи.

Дослідження у дисертаційній роботі направлені на вдосконалення конструкцій цих робочих органів, вирішення питань забезпечення необхідної роботоздатності пруткових транспортерів та їх складових, що є актуальним при розробці та проектуванні бурякозбиральних машин.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися згідно з науково-дослідною тематикою кафедри технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя при виконанні наукових тем: “Прогнозування ресурсу роботи типових конструкційних елементів мобільних сільськогосподарських машин” (номер держреєстрації 0100U000786), “Покращення працездатності машин для збирання цукрових буряків за рахунок вдосконалення конструкцій робочих органів” (номер держреєстрації 0101U009180) в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки, нових технологій та ресурсозберігаючих технологій в енергетиці, промисловості, агропромисловому комплексі.

При виконанні цих науково-дослідних робіт автор провела теоретичні та експериментальні дослідження з визначення напружено-деформівного стану і

ресурсу роботи елементів пруткових транспортерів буряко- і гичкозбиральних машин.

**Мета і задачі дослідження.** Підвищення експлуатаційної надійності і довговічності бурякозбиральних машин шляхом вдосконалення з'єднання тримких елементів пруткових транспортерів, моделювання процесів зношування їх елементів та розробки математичної моделі особливостей динаміки навантаженості з врахуванням дії різної форми імпульсів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- розробка математичної моделі, що описувала б характер і дію нерівномірно-розподіленого навантаження від транспортованої маси на тримку здатність елементів пруткового транспортера;
- визначення напружено-деформівного стану пруткових транспортерів з урахуванням форми імпульсів збурюючої дії нерівномірно-розподіленого навантаження;
- розробка удосконалених конструкцій кріплення елементів пруткових транспортерів;
- розрахунок і аналіз напружено-деформівного стану, а також визначення характеристик динамічної навантаженості елементів удосконаленої конструкції транспортера;
- формулювання розрахункової моделі для визначення ресурсу роботи головки прутка полотна транспортера;
- експериментальне дослідження впливу нерівномірності навантаження на зношування елементів полотна транспортера.

*Об'єкт дослідження* – пруткові транспортери бурякозбиральних машин.

*Предмет дослідження* – з'єднання тримких елементів транспортера і партертя в умовах динамічного навантаження від збурюючої дії різної форми імпульсів, спричинених нерівномірним розподілом мас на полотні транспортера.

**Методи досліджень.** Експериментальні дослідження базувалися на технологічних і фізичних процесах та явищах, що мають місце при експлуатації робочих органів бурякозбиральних машин, та проводилися у лабораторних умовах на спроектованому і виготовленому автором стенді, а також на устаткуванні лабораторії Дрогобицького педуніверситету під керівництвом професора М.В. Чернця. Обчислення проводилися у середовищі ППП “Mathcad”. Теоретичні дослідження виконані на основі розробки математичної моделі навантаженості, яка ґрунтується на модифікованому методі мінімуму потенціальної енергії деформації, і на удосконалених дисертантом відомих методах оцінки зношення пар спряження.

**Наукова новизна одержаних результатів.**

1. Побудовано математичну модель для розрахунку напружено-деформівного стану транспортера з урахуванням динамічних навантажень, обумовлених нерівномірністю розміщення коренеплодів на полотні транспортера.

2. Побудовано розрахункову модель для визначення часу зношування головки прутка полотна транспортера.
3. Розв'язано задачу врахування розподілу інтенсивності навантаження на транспортер при дії різної форми імпульсів із застосуванням модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації, що забезпечило отримання універсальних залежностей для оцінки напружено-деформівного стану пруткового транспортера.
4. Отримано залежності для визначення деформації тягового елемента, що дозволило удосконалити конструкцію з'єднання. На основі розгляду рівноважного стану елемента транспортера від прикладеного навантаження встановлено характеристики динамічної навантаженості тягового елемента.
5. На основі аналізу напружено-деформівного стану елементів пруткових транспортерів запропоновано удосконалені конструкції їх кріплення.

**Практичне значення одержаних результатів.** Створено ефективну методику, яка вперше у практиці проектування даного типу конструкцій пруткових транспортерів передбачає проведення ґрунтовної оцінки напружено-деформівного стану їх елементів з урахуванням динаміки навантаженості від нерівномірності розміщення маси на полотні транспортера. Створено інструктивно-методичний матеріал, що об'єднує теоретичні та експериментальні дослідження кінематики руху маси, яка транспортується полотнами транспортерів. Це дозволило на стадії проектування спрогнозувати експлуатаційні характеристики досліджуваних вузлів сільськогосподарських машин.

Удосконалені конструкції кріплення елементів пруткових транспортерів забезпечують підвищення їх довговічності, транспортуючої здатності, зносостійкості, здешевлення конструкції. Розроблено методику оцінки часу зношування головки прутка полотна транспортера. За дослідженнями зносостійкості визначено ресурс роботи головок прутків полотна транспортера, що використано для регламенту його планових ремонтів. На конструкцію кріплення елементів транспортера отримано патент України, а результати досліджень впроваджені на ВАТ “Тернопільський комбайновий завод” при конструюванні пруткових транспортерів буряко- і гичкозбиральних машин.

**Особистий внесок.** Основні результати, які відображають суть дисертаційної роботи, отримані автором самостійно на основі аналізу літературних джерел, протоколів випробувань буряко- і гичкозбиральних машин, патентів на конструктивні рішення пруткових транспортерів і на проведених здобувачем теоретичних та експериментальних дослідженнях пруткових транспортерів.

Автором обґрунтовано доцільність опису нерівномірності розподілу коренеплодів на полотнах пруткових транспортерів у вигляді імпульсів різної форми навантаження, розроблено методику оцінки напружено-деформівного стану елементів розглядуваних транспортерів, сформульовано розрахункову модель для

визначення ресурсу роботи головок прутків полотна транспортера, проведено експериментальні дослідження транспортерів, розроблено рекомендації для удосконалення конструкцій кріплення елементів пруткових транспортерів.

У друкованих працях, написаних у співавторстві, автору належить: вирішення проблеми пошуку ефективних методів оптимізації параметрів базових вузлів сільськогосподарських машин [2]; розробка математичної моделі нерівномірно-розподіленого навантаження на полотно пруткового транспортера [4]; розробка методики оцінки напружено-деформівного стану елементів пруткового транспортера [4, 6]; отримання основних математичних залежностей опису інтенсивності розподіленого навантаження у вигляді ряду Фур'є з урахуванням імпульсів прямокутної, трикутної і синусоподібної форм, обґрунтування і розробка удосконаленого кріплення прутків до тягового елемента [5]; удосконалення схеми розташування скребків транспортера [8]; аналіз напрямків оптимізації конструктивних параметрів бурякозбиральної техніки [10, 11]; визначення зусиль, що виникають у пруткових транспортерах під час експлуатації [9, 15, 16, 17]; аналіз конструктивно-технологічних рішень забезпечення зносостійкості шарнірних з'єднань пруткових транспортерів, отримання залежності для визначення інтенсивності розподіленого навантаження на полотні транспортера [18].

**Апробація результатів дисертації.** Основні наукові положення і результати досліджень доповідалися і обговорювалися на 2-му міжнародному симпозіумі інженерів-механіків у Львові (1995 р.), IV-ій міжнародній конференції з механіки неоднорідних структур (м. Тернопіль, 1995 р.), міжнародній науково-практичній конференції “Проблемы и перспективы создания свеклоуборочной техники” (м. Вінниця, 1996 р.), Українсько-Польському симпозіумі (м. Тернопіль, 1997 р.), 3-ій науково-технічній конференції “Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні” (м. Тернопіль, 1998 р.), 5-ій і 6-ій наукових конференціях Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2001, 2002 рр.), 4-му Міжнародному симпозіумі з трибофатики (м. Тернопіль, 2002 р.), науково-технічних семінарах кафедри технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1995-2002 рр.), науковому семінарі кафедри технології зберігання і переробки сільськогосподарської продукції Дніпропетровського державного аграрного університету.

**Публікації.** За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 18 наукових праць, з них 6 одноосібних, 7 статей у наукових фахових виданнях, 1 патент на винахід, 10 тез конференцій.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Основна частина дисертаційної роботи займає 125 сторінок. Дисертація містить 56 рисунків, 15 таблиць, 4 додатки, список використаних джерел, що включає 187 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації та доцільність проведення досліджень, визначена мета, викладено основні положення, що виносяться на захист, їх наукову новизну та практичне значення, подано відомості про публікації та апробацію роботи.

У першому розділі проведений аналіз особливостей конструкцій пруткових транспортерів коренезбиральних машин, їх переваги і недоліки, умови роботи, причини виходу з ладу, наведено аналіз досліджень про зносостійкість і технічні засоби випробувань робочих органів сільськогосподарських машин, проаналізовано конструктивні рішення забезпечення зносостійкості пруткових транспортерів.

Розглянуто існуючі теоретичні підходи та експериментальні дослідження з визначення конструктивних параметрів, продуктивності, навантаженості, сепаруючої здатності пруткових транспортерів, виходячи із наукових праць Шабельника Б.П., Чурсінова Ю.О., Фірсова М.В., Петрова Г.Д., Летошнева Н.М., Сорокіна А.А., Герасимова С.А., Кривоногова М.І., Татянянко Н.В., Дудки В.В., Карвовского В., Баадера В., та ін. Встановлено, що у проведених дослідженнях розглядалася взаємодія коренів із скребками, взаємодія коренів між собою при їх транспортуванні. Для отримання залежностей розглядався окремий коренеплід, його взаємодія з робочим органом, взаємодія між собою двох коренеплодів як двох тіл певних мас; модель руху вороху коренеплодів на поверхні очисника у вигляді багатомасової системи, у якій коренеплоди виражені через тіла, зв'язані між собою еластичними елементами з певною жорсткістю. Стосовно транспортерів гички, то процес підбору їх розглядався як робота системи масового обслуговування, в якій приладом обслуговування виступав прийомний транспортер, а “заявками” на обробку – пучки гички у вигляді найпростішого потоку. Встановлено, що навантаження на транспортер не розглядалося одночасно від усієї маси, а також не враховувалася нерівномірність завантаження коренеплодами чи гичкою.

З аналізу експериментальних досліджень пруткових транспортерів встановлено причини відмов та виходу їх з ладу: перекося полотна під час роботи, інтенсивне зношування тримких елементів у місцях кріплення їх до тягових елементів і самих тягових елементів. Виявлено, що ступінь зношування лівої і правої віток різний, як підтвердження нерівномірності навантаження на полотно під час роботи. З аналізу досліджень про зносостійкість і засобів випробувань робочих органів сільськогосподарських машин, а також конструктивних рішень з підвищення зносостійкості пруткових полотен визначено напрямки подальшого удосконалення існуючих конструкцій пруткових транспортерів. Виявлено доцільність створення математичної моделі, що враховувала б нерівномірність навантаження за шириною і довжиною цих транспортерів, а також зношування їх елементів. На основі проведеного аналізу вибрано напрям і сформульовано задачі дисертаційного дослідження.

У другому розділі подано розробку теоретичних основ дослідження пруткових транспортерів бурякозбиральних машин з урахуванням особливостей навантаження. Виходячи із специфіки задачі, визначено збурюючі фактори нерівномірності навантаження транспортерів, обґрунтовано і розроблено загальну методику розрахунку конструкцій пруткових транспортерів бурякозбиральних машин з урахуванням особливостей кріплення їх елементів при дії нерівномірно-розподіленого навантаження. Ця методика ґрунтується на модифікованому методі мінімуму потенціальної енергії деформації і включає:

- розроблену математичну модель, яка описує характер збурення динамічного навантаження тримких елементів транспортера у вигляді імпульсу синусоподібної форми як найбільш наближеної до реальних умов навантаження транспортера;
- побудовані розрахункові схеми тримких елементів транспортера залежно від форми їх кріплення;
- вирази функції потенціальної енергії деформації для розрахункових схем;
- рівняння для визначення невідомих силових факторів, що входять у вирази функції потенціальної енергії деформації;
- визначення напружено-деформівного стану елементів транспортера у вигляді характеристик розподілу.

Навантаження від транспортованої маси коренеплодів з урахуванням нерівномірності її розміщення на полотні транспортера (рис. 1) описано залежністю

$$Q = \iint_s q(x, y) dx dy, \quad (1)$$

де  $s$  – площа полотна транспортера;  $q(x, y)$  – інтенсивність нерівномірно-розподіленого навантаження на полотні транспортера, яка описується через імпульси синусоподібної форми

$$q(x, y) = \frac{q_0}{2} \left[ \sin \left( \frac{\pi \cdot n \cdot x}{l} + \beta \right) \cdot \sin \left( \frac{\pi \cdot r \cdot y}{L} + \gamma \right) + 1 \right], \quad (2)$$

де  $q_0$  – нерівномірно-розподілене навантаження на елементарній площі полотна;  $l, L$  – відповідно ширина і довжина робочої гілки полотна транспортера;  $n, r$  – кількість півхвиль синусоїди відповідно за шириною і довжиною полотна;  $\beta$  і  $\gamma$  – початкові фази синусоїдального розподілу навантаження відповідно за шириною і довжиною полотна транспортера.

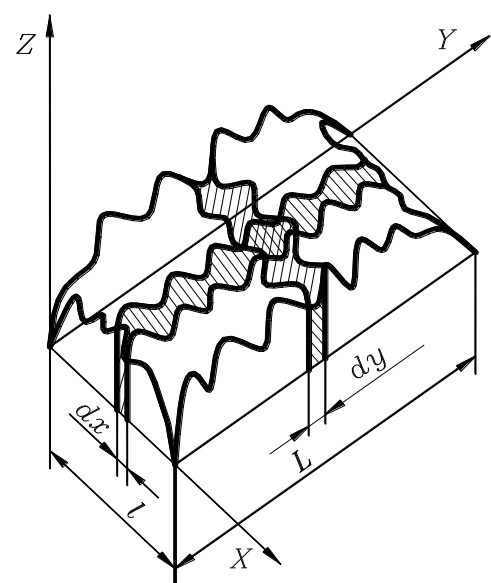


Рис. 1. Схематизація розрахункової моделі навантаження полотна транспортера

Аналітична залежність, що описує зовнішнє навантаження на транспортер



$$Q = \frac{q_0}{2} \cdot l \cdot L \left\{ 1 + \frac{\cos \beta \cdot \cos \gamma}{\pi^2 \cdot n \cdot r} \cdot \left[ (-1)^{(n+r)} - 1 \right] \right\}. \quad (3)$$

Побудовані три розрахункові моделі пруткового транспортера залежно від з'єднання прутків з тяговим елементом. Для визначення внутрішніх силових факторів у всіх розрахункових схемах прийнято допущення: кріплення з одного боку вважається жорстким защемленням, з протилежного боку при гачкоподібному кріпленні – одна шарнірна опора, при кріпленні у втулково-роликових ланцюгах – защемлення, у випадку кріплення до гумових пасів – дві шарнірні опори.

У вирази функції потенціальної енергії деформації, складені для розрахункових схем тримких елементів, увійшли невідомі силові фактори у тягових елементах і вирази згинальних моментів від зовнішнього навантаження:

– для гачкоподібного кріплення

$$U = \frac{1}{2E \cdot I} \int_0^l [X_1 \cdot x - M(x)]^2 dx, \quad (4)$$

де  $X_1$  – зусилля у кріпленні з боку шарнірної опори,  $M(x)$  – згинальний момент від зовнішнього навантаження у перетині  $x$ , записаний у вигляді

$$M(x) = \int_0^x \frac{q_{x0}}{2} \left[ \sin \left( \frac{\pi \cdot n \cdot \xi}{l} + \beta \right) + 1 \right] \cdot (x - \xi) d\xi, \quad (5)$$

де  $q_{x0}$  – нерівномірно-розподілене навантаження за шириною елементарної ділянки полотна транспортера;

– для кріплення у втулково-роликових ланцюгах

$$U = \frac{1}{2E \cdot I} \int_0^l \left\{ X_1 \cdot x - M_1 - \int_0^x \frac{q_{x0}}{2} \left[ \sin \left( \frac{\pi \cdot n \cdot \xi}{l} + \beta \right) + 1 \right] \cdot (x - \xi) d\xi \right\}^2 dx, \quad (6)$$

де  $M_1$  – реактивний момент у защемленні (“зайвій” в’язі);

– для кріплення до гумового паса

$$U = \frac{1}{2E \cdot I} \left\{ \int_0^l [X_1 \cdot x]^2 dx + \int_{l_2}^{(l_2+l)} [X_1 \cdot x + X_2(x - l_2) - M(x)]^2 dx \right\}, \quad (7)$$

де  $X_2$  – зусилля у кріпленні другої шарнірної опори,  $l_2$  – відстань між шарнірами 1 і 2. Згинальний момент від зовнішнього навантаження у даному випадку запишеться

$$M(x) = \int_0^{x-l_2} \frac{q_{x0}}{2} \left[ \sin \left( \frac{\pi \cdot n \cdot (x - l_2)}{l} + \beta \right) + 1 \right] \cdot (x - l_2) dx. \quad (8)$$

Знайдено інтеграли, що описують зовнішнє навантаження на полотно, визначено частинні похідні від виразів функції потенціальної енергії деформації, з

яких отримано рівняння для визначення невідомих силових факторів. Ці залежності використано для визначення напружено-деформівного стану конструкцій пруткових транспортерів.

На рис. 2 показано характер напруженого стану пруткових транспортерів для випадку найбільшої нерівномірності їх навантаження.

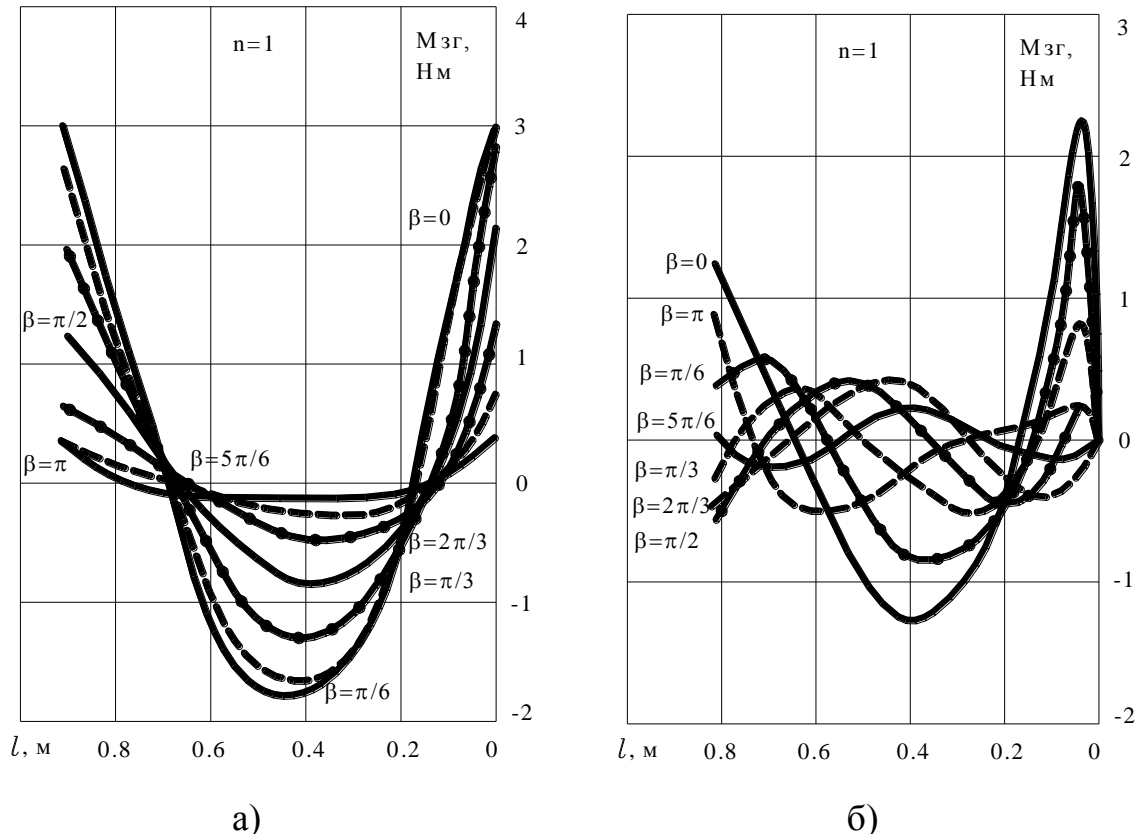


Рис. 2. Розподіл згинального моменту в конструкціях пруткових транспортерів відповідно умов кріплення:

а) втулково-роликовий ланцюг; б) гумовий пас.

Отримані результати підтверджують, що у розглянутих конструкціях спостерігається нерівномірність зусиль на опорах, що призводить до неоднакового зношування гілок тягових елементів, а також до виникнення перекосів полотна – основного недоліку в роботі. У гачковому кріпленні прутків і при закріпленні їх торців у втулково-роликових ланцюгах спостерігається інтенсивне зношування прутків, зокрема в опорних втулках ланцюгів за реальних умов роботи. При кріпленні прутків до гумового паса найбільш навантаженими є перетини в околі другої опори.

У другому розділі також сформульована математична модель для визначення часу зношування головки прутка полотна транспортера, що є основою оцінки ресурсу його роботи в процесі експлуатації. Суть моделі полягає у розгляді цієї системи в комплексі, де головка прутка і ланка з'єднання ланцюга виступають як трибосистема циліндричного спряження (рис. 3).

На схемі (див. рис. 3)  $N$  – нормальна сила, яка діє на головку прутка у процесі експлуатації, значення якої для проведення необхідних розрахунків визначення ресурсу головки прутка знаходимо аналогічно невідомому силовому фактору  $x_1$  із залежності (6);  $2\alpha_0$  – кут, який визначає ділянку контакту поверхні головки прутка з поверхнею ланки з'єднання;  $R$  – радіус напрямляючого кола головки прутка.

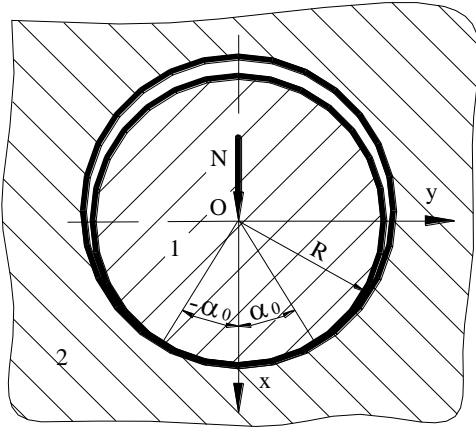


Рис. 3. Розрахункова схема трибосистеми циліндричного спряження: 1 – головка прутка; 2 – ланка з'єднання.

Для спрощення розрахунків з визначення ресурсу головки прутка зроблено припущення: поверхня головки стирається рівномірно на всьому контурі, сила  $N$  є незначною, тому ділянка контакту є малою

$$2l_0 = 2\alpha_0 R \ll R. \quad (9)$$

Згідно з припущенням, що сила  $N$  незначна, нормальні контактні напруження  $\sigma(\alpha)$  в області контакту  $-\alpha_0 < \alpha < \alpha_0$  можна визначити за формулою Герца. При цьому довжина зони контакту поверхонь  $l_0$  визначається за формулою

$$l_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot N \cdot R(1 - \mu)}{\pi \cdot G \cdot b}}, \quad (10)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $G$  – модуль зсуву;  $b$  – ширина головки прутка, а напруження описується рівнянням

$$\sigma(l_1) = R^{-1} \cdot G \cdot (1 - \mu)^{-1} \cdot \sqrt{l_0^2 - l_1^2}, \quad (11)$$

де  $l_1$  – змінна, що визначається із залежності  $l_1 = R \cdot \alpha$ .

В основу розв'язку цієї задачі покладено теорію тертя і зношування, описану в роботах О.Є. Андрейківа і М.В. Чернця. Згідно з цією теорією, для визначення величини лінійного зношування контура головки прутка  $h_1(2\pi R)$  за його один оберт отримано формулу

$$h_1(2\pi R) = 2 \int_0^{l_0} B^{-1} \cdot \tau_0^{-m} \left[ f \cdot G \cdot R^{-1} \cdot (1 - \mu)^{-1} \cdot \sqrt{l_0^2 - l_1^2} - \tau_0 \right]^m dl_1, \quad (12)$$

де  $\tau_0$ ,  $m$ ,  $B$  – характеристики зношування розглядуваної пари матеріалів, які визначаються експериментально;  $f$  – коефіцієнт тертя.

Рівняння для визначення ресурсу  $T$  головки прутка при умові стирання її радіусу  $R$  на 1 мм записано у вигляді

$$T = 0,5 L_{II} \cdot B \cdot \tau_0 \cdot V_T^{-1} \left\{ \int_0^{l_0} \left[ f \cdot G \cdot R^{-1} (1 - \mu)^{-1} \cdot \sqrt{\pi^{-1} \cdot N \cdot R \cdot b^{-1} \cdot G^{-1} (1 - \mu) - l_1^2} - \tau_0 \right]^m dl_1 \right\}^{-1}, \quad (13)$$

де  $L_{II}$  – довжина полотна;  $V_T$  – швидкість пересування полотна транспортера.

Для обчислення величини  $T$  необхідно знайти характеристики зношення матеріалів трибоспряження  $B$ ,  $\tau_0$ ,  $m$ . Вони визначаються за допомогою методики, описаної у четвертому розділі, з урахуванням експлуатаційного середовища (піщано-глинисте абразивне середовище) і становлять  $B = 4,21 \cdot 10^{-5}$ ,  $\tau_0 = 0,1$  МПа,  $m = 0,66$ . Крім того, у залежності (13) враховано наступні вихідні величини:  $L_{II} = 3000$  мм,  $V_T = 1200$  мм/сек,  $N = 12$  Н,  $f = 0,08$ ,  $b = 2$  мм,  $G = 8,1 \cdot 10^4$  МПа,  $\mu = 0,3$ ,  $R = 5,4$  мм. Враховуючи значення цих параметрів, за формулою (13) отримано величину періоду зношення головки прутка  $T = 320$  годин, що в певному наближенні збігається з даними натурних випробувань. Отримані значення використані при плануванні термінів і профілактичних заходів зношення головок прутків і тримкої системи транспортера в цілому.

У третьому розділі, виходячи з аналізу умов роботи, на основі отриманих результатів теоретичних досліджень навантаженості і напружено-деформівного стану пруткових транспортерів обґрунтовано необхідність в удосконаленні існуючих конструкцій кріплення їх елементів з метою забезпечення їх роботоздатності і надійності. Запропоновано удосконалені схеми кріплення елементів транспортера, що дозволяє полотну конструкції на основі гумового паса, для якої усунуто статичну невизначеність кріплення, самовстановлюватися у процесі експлуатації і, як наслідок, продовжує довговічність транспортера.

Інтенсивність нерівномірно-розподіленого навантаження на елементи удосконаленої конструкції пруткового транспортера описано залежністю

$$q(x) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos(kw_0 x) + b_k \sin(kw_0 x)], \quad (14)$$

де  $w_0$  – частота гармонік,  $w_0 = \frac{2\pi}{l}$ ;  $a_0, a_k, b_k$  – коефіцієнти розкладу в ряд Фур'є,

$$a_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q(x) \cos(kw_0 x) dx, \quad b_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l q(x) \sin(kw_0 x) dx.$$

Отримано коефіцієнти для навантаження у вигляді різної форми силових імпульсів:

– прямокутної, при  $q_1(x) = q_{x0}$

$$a_k = \frac{q_{x0}}{\pi k} \left[ \sin\left(\frac{5}{3}\pi k\right) - \sin(\pi k) \right], \quad b_k = \frac{q_{x0}}{\pi k} \left[ \cos(\pi k) - \cos\left(\frac{5}{3}\pi k\right) \right], \quad a_0 = \frac{2}{3} q_{x0}; \quad (15)$$

– трикутної, при  $q_2(x) = \left(\frac{6}{l}x - 4\right)q_{x0} + q_{x0}$

$$a_k = \frac{3q_{x0}}{\pi k} \left\{ \frac{1}{3} \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) + \frac{1}{\pi k} \left[ \cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \cos(\pi k) \right] \right\},$$

$$b_k = \frac{3q_{x0}}{\pi k} \left\{ -\frac{1}{3} \cos\left(\frac{4}{3}\pi k\right) + \frac{1}{\pi k} \left[ \sin\left(\frac{4}{3}\pi k\right) - \sin(\pi k) \right] \right\}, \quad a_0 = \frac{4}{3} q_{x0}; \quad (16)$$

і при  $q_2(x) = \left(-\frac{6}{l}x + 5\right)q_{x0} + q_{x0}$

$$a_k = \frac{6q_{x0}}{\pi k} \left\{ \frac{1}{6} \sin \left( \frac{5}{3} \pi k \right) - \frac{1}{3} \sin \left( \frac{4}{3} \pi k \right) - \frac{1}{2\pi k} \left[ \cos \left( \frac{5}{3} \pi k \right) - \cos \left( \frac{4}{3} \pi k \right) \right] \right\},$$

$$b_k = \frac{6q_{x0}}{\pi k} \left\{ \frac{1}{3} \cos \left( \frac{4}{3} \pi k \right) - \frac{1}{6} \cos \left( \frac{5}{3} \pi k \right) - \frac{1}{2\pi k} \left[ \sin \left( \frac{5}{3} \pi k \right) - \sin \left( \frac{4}{3} \pi k \right) \right] \right\}, \quad a_0 = -18q_{x0}; \quad (17)$$

– синусоподібної

$$a_{kn} = \frac{q_{x0} n \cos \beta (1 - (-1)^n)}{\pi (n^2 - 4k^2)}, \quad b_{kn} = -\frac{2kq_{x0} \sin \beta (1 - (-1)^n)}{\pi (n^2 - 4k^2)}, \quad a_{0n} = q_{x0} \cdot \left( 1 - \frac{\cos \beta ((-1)^n - 1)}{\pi n} \right). \quad (18)$$

Залежність для визначення згинального моменту від зовнішнього навантаження на полотно транспортера визначається формулою

$$M(x) = \frac{a_0}{4} x^2 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{a_k}{k^2 w_0^2} \cdot [1 - \cos(kw_0 x)] + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{b_k}{k^2 w_0^2} \cdot [kw_0 x + \sin(kw_0 x)]. \quad (19)$$

Використовуючи модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації, запишемо універсальне рівняння для визначення невідомого силового фактора удосконаленої конструкції транспортера

$$X_1 = \frac{a_0}{4} l + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{3a_k l}{(kw_0 l)^4} \cdot \left[ \frac{1}{2} (kw_0 l)^2 - (kw_0 l) \cdot \sin(kw_0 l) + \cos(kw_0 l) - 1 \right] +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{3b_k}{(kw_0 l)^4} \cdot \left[ \frac{1}{3} (kw_0 l)^3 - (kw_0 l) \cdot \cos(kw_0 l) + \sin(kw_0 l) \right], \quad (20)$$

що дає змогу проаналізувати напружено-деформівний стан транспортера підвищеної довговічності на основі гумового pásа з врахуванням різної форми імпульсів силового навантаження.

Порівняльні характеристики напруженого стану існуючої та удосконаленої конструкцій пруткового транспортера на основі гумового pásа як найбільш довговічної представлені графіками на рис. 2б і рис. 4. Графічне відображення (рис. 4) подане при навантаженні силовими імпульсами синусоподібної форми для випадку найбільш нерівномірного розподілу мас на полотні транспортера.

Оскільки при побудові розрахункових моделей транспортерів, залежно від форми кріплення їх елементів, було прийняте допущення, що один бік транспортера вважався жорстко закріпленим, тому розглянуто рівноважний стан елемента удосконаленої

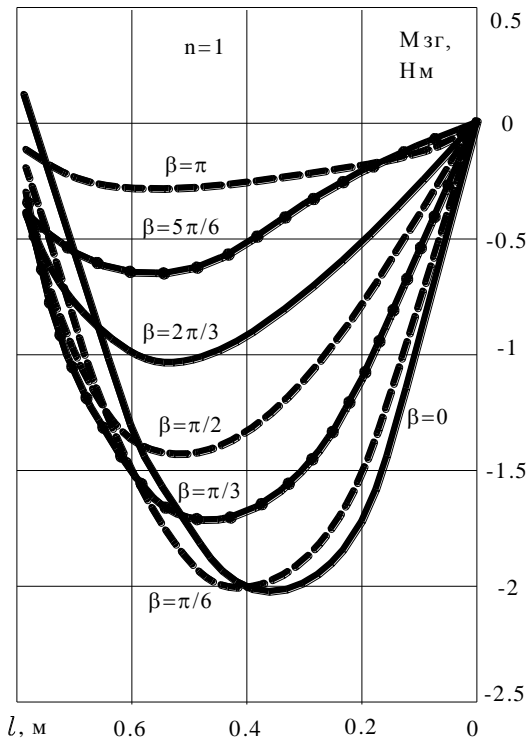


Рис. 4. Розподіл згинальних моментів удосконаленої конструкції пруткового транспортера

конструкції транспортера з урахуванням навантаження у вигляді імпульсів синусоподібної форми.

Рівнодійна від зовнішнього навантаження на тягові елементи транспортера записана у вигляді

$$R = \int_0^l \frac{q_{x0}}{2} \left[ 1 + \sin \left( \frac{n \cdot \pi \cdot x}{l} + \beta \right) \right] dx = \frac{q_{x0} \cdot l}{2} \left[ 1 + \frac{(1 - \cos n \cdot \pi) \cos \beta}{n \cdot \pi} \right]. \quad (21)$$

Рівнодійна зусиль від опорних реакцій  $X_i$  і  $X'_i$ , які діють на тягові елементи, для будь-якого  $i$ -го прутка дорівнює сумі опорних реакцій.

Абсолютне видовження тягового елемента між двома прутками

$$\Delta h = \frac{(X_{i+1} - X_i) \cdot h}{E \cdot A}, \quad (22)$$

де  $h$  – відстань між опорами вздовж тягового елемента;  $E$  – модуль пружності тягового елемента конструкції,  $A$  – площа поперечного перетину тягового елемента.

Враховуючи, що приріст відносної величини деформації матеріалу тягового паса у розглядуваному перетині  $\Delta \varepsilon = \Delta h / h$ , отримуємо рівнодійну зусиль у вигляді

$$R_i = R_{i-1} + 2E \cdot A \cdot \Delta \varepsilon. \quad (23)$$

Максимальне відносне статичне видовження матеріалу тягового елемента удосконаленої конструкції транспортера від прикладеного навантаження

$$\Delta h_{MAX} = \frac{R_1 \cdot h}{2E \cdot A} + (z - 1) \cdot \Delta \varepsilon \cdot h, \quad (24)$$

а максимальна відносна деформація останнього прольоту робочої гілки транспортера

$$\varepsilon_{MAX} = \frac{z \cdot R_1 \cdot \cos \theta}{2E \cdot A} \leq \frac{\rho}{h}, \quad (25)$$

де  $R_1$  – максимальне навантаження на один прут,  $z$  – кількість прутків робочої гілки транспортера,  $\theta$  – кут встановлення транспортера,  $\rho$  – визначається конструктивно з умови нормального зачеплення паса з ведучим шківом,  $h$  – відстань між опорними реакціями вздовж тягового елемента.

Відносне динамічне видовження матеріалу тягового елемента

$$\Delta h_{дин} = \Delta h \cdot k_d = \Delta h \cdot \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{g \cdot V^2}{\delta_{ст}}} \right). \quad (26)$$

де  $k_d$  – коефіцієнт динамічності,  $g$  – прискорення вільного падіння,  $V$  – швидкість сходження коренів з очисника,  $\delta_{ст}$  – статичне переміщення від дії вантажу, що падає на перший прут робочої гілки транспортера.

Проведений порівняльний аналіз напружено-деформівного стану транспортерів існуючої та удосконаленої конструкцій підтверджує доцільність проведеного удосконалення.

У четвертому розділі подано програму, методику і результати експериментальних досліджень. Для проведення експериментальних досліджень розроблених удосконалених конструкцій кріплення елементів пруткових транспортерів у наближенні до реальних умов експлуатації і перевірки теоретичних висновків та розрахунків розроблено спеціальний стенд, на якому імітувалася нерівномірність навантаження на полотно за замкненим циклом з додатковим регулюванням навантаження роликками і кулачками різної висоти, встановленими на полотні у місцях кріплення скребків. Для відтворення нерівномірності навантаження транспортера коренеплодами, відповідно до розробленої розрахункової моделі, обґрунтовано параметричну залежність важільної системи від навантаження, яке діє на полотно транспортера, визначено силу тиску кулачків, їх висоту.

На виготовленому стенді проведено дослідження пруткових транспортерів удосконалених конструкцій кріплення на основі втулково-роликового ланцюга і гумового паса. Результати експериментальних досліджень запропонованих конструкцій підтверджують теоретичні залежності, доводять придатність їх для використання при розробці нових і модернізації існуючих бурякозбиральних машин. Для цього визначено характеристики зношування тягових елементів від форми імпульсу нерівномірності навантаження, визначено, що видовження ланцюгів удосконалених конструкцій кріплення транспортерів менше у 1,3-1,5 рази порівняно із серійними транспортерами.

Із застосуванням устаткування Дрогобицького педуніверситету для випробувань на зносостійкість проведено дослідження ресурсу роботи головки прутка полотна транспортера циліндричного трибоспряження, тобто головки прутка-ланки з'єднання транспортера на основі втулково-роликового ланцюга. Дослідження проводилися за схемою вкладиш-диск. При цьому вкладиш і диск були виготовлені із сталі 35, що відповідало умовам дослідження трибоспряження, а піщано-глинисте абразивне середовище наблизило експериментальні дослідження до реальних умов роботи транспортера. У результаті проведених досліджень були знайдені характеристики зносостійкості трибоспряження  $B$ ,  $\tau_0$ ,  $m$ , які використані при обчисленні ресурсу  $T$  головки прутка за формулою (13). Побудована діаграма зносостійкості досліджуваного трибоспряження у координатах  $\Phi(\tau) \sim \tau$ .

У п'ятому розділі подано удосконалені конструкції пруткового транспортера на основі втулково-роликового ланцюга та гумового паса, обраховано економічний ефект та викладені рекомендації для виробництва.

Удосконалення кріплення елементів пруткового транспортера на основі втулково-роликового ланцюга сприяє зниженню трудомісткості виготовлення за рахунок уникнення механічної обробки кожного прутка з обох боків, здешевленню конструкції за рахунок використання дешевших конструкційних матеріалів, а також дає можливість подальшого використання полотна у випадку зношування тягових елементів для виготовлення нових чи ремонту старих полотен. Для конструкції

транспортера на основі гумового паса змінено кріплення сприяє підвищенню його довговічності і надійності в роботі. З метою покращення транспортуючої здатності пруткових транспортерів змінено кут встановлення скребків, на цю конструкцію отримано патент на винахід.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової задачі, що виявляється у комплексному підході до проблеми удосконалення пруткових транспортерів бурякозбиральних машин на основі використання математичного моделювання особливостей їх нерівномірно-розподіленого навантаження від збурюючої дії різної форми імпульсів за рахунок розташування мас на полотні транспортера, а також з урахуванням динаміки навантаженості від тертя і зношування рухомих спряжень полотна транспортера. У дисертації отримано такі результати:

1. Розроблено математичну модель навантаженості полотна пруткового транспортера з урахуванням імпульсів, спричинених нерівномірним розподілом мас на полотні транспортера.
2. Розроблено методику визначення напружено-деформівного стану елементів пруткових транспортерів, на основі якої визначено напружений стан конструкцій пруткових транспортерів, з урахуванням зміни фази розподілу навантаження  $\beta = 0 \div \pi$  і  $n = 1 \div 10$ .
3. Сформульовано математичну модель зношування головки прутка полотна транспортера, експериментально визначені параметри зносостійкості матеріалу трибоспряження головки прутка – ланка з'єднання. На цій основі розроблено методику оцінки ресурсу головки прутка при її стиранні у період експлуатації, побудовано діаграму зношування.
4. Отримано залежності для визначення деформації тягового елемента пруткового транспортера на основі гумового паса, що дозволило удосконалити конструкцію з'єднання. На основі розгляду рівноважного стану елемента транспортера від прикладеного навантаження встановлено характеристики динамічної навантаженості тягового елемента.
5. Удосконалено конструкцію кріплення елементів транспортера залежно від форми імпульсу нерівномірності розподіленого навантаження, розроблена спеціальна самоустановлююча конструкція з'єднання прутка з тяговими елементами (гумовими пасами). Порівняльним аналізом напружено-деформівного стану серійної і удосконаленої конструкцій пруткових транспортерів встановлено, що максимальне значення внутрішнього зусилля і тиск на тяговий елемент розробленої конструкції зменшується більше ніж у 3 рази.
6. Розроблено стенд для функціональних і ресурсних випробувань транспортерів, нерівномірність навантаження полотен на якому моделюється штучними



коренеплодами за замкненим циклом з додатковим регулюванням навантаження роликами і кулачками різної висоти, встановленими на полотні в місцях кріплення скребків.

7. У результаті проведення експериментальних досліджень пруткових транспортерів з удосконаленням кріплення елементів, розробленим на основі втулково-роликового ланцюга, встановлено характеристики їх зношування залежно від форми імпульсу нерівномірності навантаження. Визначено, що видовження ланцюгів зменшилось у 1,3-1,5 рази порівняно із серійними транспортерами.
8. На підставі отриманих у дисертаційній роботі результатів теоретичних та експериментальних досліджень пруткових транспортерів внесено конструктивні зміни у кріплення тримких елементів, змінено параметри встановлення скребків.
9. Розроблена методика розрахунку тримких елементів пруткових транспортерів і рекомендації щодо вдосконалення їх конструкцій використані при проектуванні бурякозбиральної техніки, що підтверджується актом впровадження у виробництво результатів досліджень.

#### **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ:**

1. Хомик Н.І. Аналіз причин руйнувань конструкцій сільськогосподарських машин //Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування: Зб. наукових праць НАУ.– Т.І.– К., 1997.– Т.1.– С.51-53.
2. Аналіз пошукового конструювання базових вузлів мобільних сільськогосподарських машин /Т.І. Рибак, П.В. Попович, Н.І. Хомик, В.І. Костюк //Машинознавство.– 1997.– №4-6.– С.2-5.
3. Хомик Н.І. Дослідження конструктивних елементів пруткового транспортера //Вісник Тернопільського державного технічного університету.– 2000.– Т.5, №4.– С.89-94.
4. Рибак Т.І., Михайлишин М.С., Хомик Н.І. Методика оцінки напружено-деформівного стану елементів пруткового транспортера //Вісник Тернопільського державного технічного університету.– 2001.– Т.6, №1.– С.60-67.
5. Мединський Я.Р., Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Вплив поперечно-поздовжньої нерівномірності розподіленого навантаження на тримку здатність елементів пруткових транспортерів бурякозбиральних машин //Вісник Тернопільського державного технічного університету.– 2002.– Т.7, №1.– С.65-73.
6. Хомик Н.І., Рибак Т.І. Розроблення моделі оцінки напружено-деформівного стану елементів пруткових транспортерів бурякозбиральних машин //Машинознавство.– 2002.– №6.– С.25-27.
7. Хомик Н.І. Розрахункова модель для оцінки зношування головок прутків полотна транспортера //Машинознавство.– 2002.– №12.– С.45-47.

8. Пат.20903А Україна, МВК А01 D 33/10.Транспортер коренезбиральної машини /В.Я. Мартиненко, Р.Б. Гевко, Н.І. Хомик, М.Г. Данильченко, Я.І. Козіброда, Г.М. Смакоуз, І.Г. Ткаченко, А.П. Безпальок, В.М. Осуховський (Україна).– №96093502; Заявлено 10.09.96; Опубл. 07.10.97.
9. Рибак Т.І., Хомик Н.І., Дослідження реальної динаміки навантаженості мобільних сільськогосподарських машин //Тези доповідей 2-го міжнародного симпозіуму інженерів-механіків у Львові.– 1995.– С.184-185.
- 10.Рибак Т.І., Хомик Н.І., Рибак Я.Т. Оптимізація конструктивних структур базових вузлів сільськогосподарських машин //Тези доповідей IV міжнародної конференції з механіки неоднорідних структур.– Тернопіль, 1995.– С.224-225.
- 11.Хомик Н.І., Рибак Т.І. Оптимізація конструктивних параметрів транспортера бурякозбирального комбайна КС-6Б //Проблемы и перспективы создания свеклоуборочной техники: Материалы международной научно-практической конференции.– Винница, 1996.– С.39-41.
- 12.Хомик Н.І. Прогнозування ресурсу роботи рами транспортера //Проблемы и перспективы создания свеклоуборочной техники: Материалы международной научно-практической конференции.– Винница, 1996.– С.190-191.
- 13.Хомик Н.І. Прогнозування довговічності роботи конструкцій //Українсько-Польський симпозіум: Збірник тез.– Тернопіль, 1997.– С.190-191.
- 14.Хомик Н.І. Дослідження тримких конструктивних елементів транспортерів бурякозбиральних комплексів //Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні: Тези доповідей третьої науково-технічної конференції ТДТУ.– Тернопіль, 1998.– С.51.
- 15.Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Визначення внутрішніх силових факторів у транспортерах //Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні: Тези доповідей третьої науково-технічної конференції ТДТУ.– Тернопіль, 1998.- С.53.
- 16.Вплив поперечно-поздовжньої нерівномірності розподіленого навантаження на тримку здатність бурякозбиральних машин /Т.І. Рибак, Н.І. Хомик, Я.Р. Мединський, В.Б. Перчишин //Матеріали п'ятої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.– Тернопіль, 2001.– С.81.
- 17.Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Дослідження динамічних зусиль у пруткових транспортерів //Матеріали шостої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.– Тернопіль, 2002.- С.71.
- 18.Хомик Н.І., Рибак Т.І. Зношування і нерівномірність навантаженості як фактори руйнування елементів транспортерів бурякозбиральних машин //Трибофатика: Праці симпозіуму.– Тернопіль, 2002.– Т.1.– С.273-278.

## АНОТАЦІЇ

**Хомик Н.І. Дослідження пруткових транспортерів бурякозбиральних машин з врахуванням особливостей навантаження. – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2002.

Дисертаційна робота присвячена розробці нового аналітичного підходу до оцінки напружено-деформівного стану пруткових транспортерів бурякозбиральних машин. Побудовано математичну модель експлуатаційної навантаженості транспортера з урахуванням збурюючих динамічних навантажень залежно від форми імпульсу, спричиненого нерівномірним розподілом коренеплодів на полотні транспортера. Із застосуванням розробленої моделі, що ґрунтується на використанні модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації, визначено напружено-деформівний стан конструкцій пруткових транспортерів. У результаті проведених досліджень удосконалено конструкції кріплення елементів транспортера. Отримані універсальні рівняння для оцінки напружено-деформівного стану транспортера удосконаленої конструкції враховують інтенсивність експлуатаційної навантаженості на транспортер при дії різної форми силових імпульсів. Отримано математичні залежності для визначення деформації тягового елемента удосконаленої конструкції від дії навантаження на основі розгляду стану рівноваги елемента транспортера, а також характеристики його динамічної навантаженості. Побудовано розрахункову модель для визначення часу зношування головки прутка полотна, визначено ресурс головки прутка полотна транспортера.

*Ключові слова:* бурякозбиральна машина, прутковий транспортер, нерівномірно-розподілене навантаження, метод мінімуму потенціальної енергії деформації, напружено-деформівний стан, зношування, ресурс, трибоспрямлення.

**Khomyk N.I. Investigation of the beet-harvesting machines rod carriers taking into account the loading peculiarities. – Manuscript.**

The thesis submitted for the scientific degree of Candidate of Sciences (Engineering) in speciality 05.05.11 – Machines and mechanization means of agricultural production.- Ternopil Ivan Pul'uj State Technical University, Ternopil, 2002.

The thesis deals with the development of new analytical approach of estimation the stress-strained state of the beet-harvesting machines rod carriers. The mathematic model of the carrier loadings taking into account the blast dynamic loadings depending on the impulse form caused by the root-beets non-uniform distribution on the carrier blade is built. Using the developed model based on the modified method of the minimal potential energy of strain, the stress-strained state of the constructions is found. As a result of the investigations the carrier units construction arrangements are improved. The universal dependencies for improved construction carrier are obtained, which take into account the

loading intensity on the carrier under the action of different distribution impulse forms. The dependencies for determination the advanced rod element strain on the loading, analysing the carrier element equilibrium state, as well as the characteristics of its dynamic loading, are found. Estimation model for determination of the rod blade head wear time is built and the carrier rod blade hear operating life is found.

*Key words:* beet-harvesting machine, rod carrier, non-uniformly distributed loading, method of the minimal potential energy strain, stress-strained state, wear, operating life, tribocoupling.

**Хомык Н.И. Исследование прутковых транспортеров свеклоуборочных машин с учетом особенностей нагрузки. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Тернопольский государственный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2002.

Диссертационная работа посвящена разработке нового аналитического подхода к оценке напряженно-деформированного состояния прутковых транспортеров свеклоуборочных машин с учетом их конструктивных особенностей, условий работы, анализа причин выхода из строя.

Построена математическая модель эксплуатационной нагруженности транспортера, основанная на использовании модифицированного метода минимума потенциальной энергии деформации, в зависимости от особенностей неравномерно-распределенной нагрузки с учетом возмущающего действия разной формы импульсов от неравномерного распределения масс на полотне транспортера. С использованием этой модели определено напряженно-деформированное состояние конструкций прутковых транспортеров, для чего построены расчетные схемы в зависимости от способа крепления элементов транспортера; составлены выражения функции потенциальной энергии деформации для соответствующих схем, в результате решения которых получены зависимости, определяющие напряженное состояние конструкций.

Разработанная методика и полученные результаты подтверждают, что наиболее существенное влияние на неравномерность нагрузки тяговых элементов транспортеров дает неравномерность распределения корнеплодов на полотне транспортера при отсутствии возможности самоустанавливаться, что приводит к возникновению перекосов полотна – основного недостатка в работе, а также к неравномерному износу тяговых элементов. В результате проведенных исследований усовершенствовано конструкцию крепления элементов транспортера с целью повышения работоспособности и надежности в работе. Для транспортера на резиновом ремне усовершенствована конструкция крепления прутков к тяговому элементу, которая автоматически реагирует на перекося и позволяет самоустановку

полотна. Для транспортеров на втулочно-роликовых цепях измененное крепление позволяет вторичное использование полотна в случае износа цепей, а также уменьшает стоимость конструкции за счет использования более дешевых конструкционных материалов; измененная геометрия установки скребков транспортера повышает основной его параметр – производительность.

Получены универсальные аналитические зависимости для оценки напряженно-деформированного состояния транспортера усовершенствованной конструкции, которые учитывают интенсивность разной формы импульсов эксплуатационной нагрузки на транспортер. Сравнительным анализом напряженно-деформированного состояния рабочих элементов транспортеров серийной и усовершенствованной конструкции на резиновом ремне установлено более низкое напряженное состояние предложенной конструкции крепления. Найдены зависимости для определения деформации тягового элемента усовершенствованной конструкции транспортера на резиновом ремне от приложенной нагрузки при рассмотрении состояния равновесия элементов транспортера, а также характеристики его динамической нагруженности.

Разработан стенд для проведения функциональных и ресурсных испытаний транспортеров, на котором моделируется неравномерность нагрузки полотна. В результате проведенных экспериментальных исследований транспортеров усовершенствованных конструкций крепления элементов на втулочно-роликовых цепях установлены характеристики изнашивания элементов транспортера в зависимости от импульсов неравномерной нагрузки.

Построена расчетная модель для определения времени изнашивания головки прутка полотна транспортера на втулочно-роликовой цепи, которая реализуется на основе теории трения и износа, получены аналитические зависимости для определения величины линейного изнашивания контура головки и ресурса работы.

Проведены экспериментальные исследования трибосопряжения головки прутка – звено соединения по силовой схеме вкладыш-диск в песчано-глинистой среде, что соответствует эксплуатационным условиям работы транспортера. В результате проведенных исследований определены характеристики износостойкости трибосопряжения, использованные при расчете ресурса головки прутка, и построена диаграмма износостойкости.

Разработанная в диссертации методика обеспечивает определение напряженно-деформированного состояния прутковых транспортеров, износостойкости его элементов; на этом основании проведено усовершенствование существующих систем крепления элементов полотна транспортеров, что повышает надежность свеклоуборочных машин в целом.

*Ключевые слова:* свеклоуборочная машина, прутковый транспортер, неравномерно-распределенная нагрузка, метод минимума потенциальной энергии деформации, напряженно-деформированное состояние, изнашивание, ресурс, трибосопряжение.